



IN THE UNITED STATES PATENT AND TRADEMARK OFFICE

In re application of: **OHKUBO, Masahiro**

Group Art Unit: Not yet assigned

Serial No.: **10/674,465**

Examiner: Not yet assigned

Filed: **October 1, 2003**

For. **AUTOMATIC SPEED CHANGE APPARATUS**

CLAIM FOR PRIORITY UNDER 35 U.S.C. 119

Commissioner for Patents
P.O. Box 1450
Alexandria, VA 22313-1450

Date: October 30, 2003

Sir:

The benefit of the filing date of the following prior foreign application is hereby requested for the above-identified application, and the priority provided in 35 U.S.C. 119 is hereby claimed:

Japanese Appln. No. 2002-327585, filed October 5, 2002

In support of this claim, the requisite certified copy of said original foreign application is filed herewith.

It is requested that the file of this application be marked to indicate that the applicant has complied with the requirements of 35 U.S.C. 119 and that the Patent and Trademark Office kindly acknowledge receipt of said certified copy.

In the event that any fees are due in connection with this paper, please charge our Deposit Account No. 01-2340.

Respectfully submitted,

ARMSTRONG, KRATZ, QUINTOS,
HANSON & BROOKS, LLP

William G. Kratz, Jr.
Attorney for Applicant
Reg. No. 22,631

WGK/nrp
Atty. Docket No. **031045**
Suite 1000
1725 K Street, N.W.
Washington, D.C. 20006
(202) 659-2930



23850

PATENT TRADEMARK OFFICE

日本国特許庁
JAPAN PATENT OFFICE

別紙添付の書類に記載されている事項は下記の出願書類に記載されている事項と同一であることを証明する。

This is to certify that the annexed is a true copy of the following application as filed with this Office.

出願年月日 2002年10月 5日
Date of Application:

出願番号 特願2002-327585
Application Number:

[ST. 10/C] : [JP2002-327585]

出願人 大窪 正博
Applicant(s):

2003年10月15日

特許庁長官
Commissioner,
Japan Patent Office

今井康夫

出証番号 出証特2003-3080008

【書類名】 特許願

【整理番号】 0M020001

【提出日】 平成14年10月 5日

【あて先】 特許庁長官 殿

【国際特許分類】 F16H 3/62

F16H 47/08

【発明者】

【住所又は居所】 京都府相楽郡精華町桜ヶ丘2丁目18番7号

【氏名】 大窪 正博

【特許出願人】

【住所又は居所】 京都府相楽郡精華町桜ヶ丘2丁目18番7号

【氏名又は名称】 大窪 正博

【提出物件の目録】

【物件名】 明細書 1

【物件名】 図面 1

【物件名】 要約書 1

【書類名】 明細書

【発明の名称】 自動変速装置

【特許請求の範囲】

【請求項 1】

原動機からトルクコンバータ10を介して動力が入力される第1軸100と、前記第1軸100と平行に設けられて、動力が中継される第2軸200と、

前記第2軸200と平行に設けられて、ディファレンシャルギア40を介して動力が输出される第3軸300と、

前記第2軸200に配置され、動力が入力される第1、第2、第3の構成要素及び動力が输出される第4の構成要素を有する第1及び第2遊星歯車列20、30と、

前記第1軸100と前記第1及び第2遊星歯車列20、30の前記第1、第2、第3の構成要素を連結する第1、第2、第3の動力伝達経路と、

前記第1、第2、第3の動力伝達経路を形成するそれぞれ2個のギアが噛み合う第1、第2、第3カウンターギア列1、2、3と、

前記第1、第2、第3の動力伝達経路に設けられたクラッチC1、C2、C3と、前記第2、第3の動力伝達経路に設けられ、前記第2、第3の構成要素を制動するブレーキB2、B1と、

前記第3の動力伝達経路に設けられ、前記第3の構成要素を動力が入力される回転方向とは逆方向にのみ制動するワンウェイクラッチ232と、

前記第2軸200と前記第3軸300を連結する第4カウンターギア列とから構成された自動車用自動変速装置であって、

前記第1遊星歯車列20のリングギア23を、前記第1の動力伝達経路が連結される前記第1の構成要素とし、

前記リングギア23に噛み合う遊星ギア22を軸支する遊星キャリア24を、前記第4の構成要素とし、

前記遊星ギア22に噛み合うサンギア21と前記第2遊星歯車列30のサンギア31を連結して、前記第2の動力伝達経路が連結される前記第2の構成要素とし

前記サンギア31に噛み合う遊星ギア32を軸支する遊星キャリア34を、前記第3の動力伝達経路が連結される前記第3の構成要素とし、

前記遊星ギア32に噛み合うリングギア33を、前記第4の構成要素とし、

前記第4の構成要素をなす前記遊星キャリア24と前記リングギア33を、動力が中継される前記第2軸200に連結し、

前記第1、第2、第3の動力伝達経路を制御する前記クラッチC1、C2、C3と、前記ブレーキB2、B1及びワンウェイクラッチ232のいずれか2個を選択的に締結することにより7種の変速段を得る、前進6速後進1速の自動変速装置。

【請求項2】

前記トルクコンバータ10の方向に、前記第1軸100と前記第2軸200を連結する前記第1、第2、第3の動力伝達経路が順に配置され、

前記第1と第2動力伝達経路の間の前記第2軸200に、前記第1遊星歯車列20が配置され、

前記第2と第3動力伝達経路の間の前記第2軸200に、前記第2遊星歯車列30が配置され、

前記第1の動力伝達経路に設けられた前記クラッチC1と、前記第3の動力伝達経路に設けられたブレーキB1及びワンウェイクラッチ232が、前記第2軸200に配置され、

前記第2の動力伝達経路に設けられた前記クラッチC2及びブレーキB2と、前記第3の動力伝達経路に設けられた前記クラッチC3が、前記第1軸100に配置され、

前記第2軸200と前記第3軸300を連結する第4カウンターギア列が、前記第1動力伝達経路より前記トルクコンバータ10の方向に配置されるように成した、請求項1に記載の前進6速後進1速の自動変速装置。

【請求項3】

前記第1の構成要素を成す前記第1遊星歯車列20のリングギア23は、前記リングギア23と連結したプレートでスラスト軸受けを介し、前記遊星キャリア24と前記第1カウンターギア列1の前記第2軸200に配置されたカウンターギ

ア 210 の間に保持され、

前記第 2 の構成要素を成す連結された前記サンギア 21 と前記サンギア 31 は、前記第 2 カウンターギア列 2 の前記第 2 軸 200 に配置されたカウンターギア 220 と一体に形成され、

前記第 3 の構成要素を成す前記遊星キャリア 34 は、前記第 2 軸 200 でブシュにより軸支されると共に、前記第 3 カウンターギア列 3 の前記第 2 軸 200 に配置されたカウンターギア 230 と前記第 2 遊星歯車列 30 の外周部で継ぎ手により連結され、

前記第 4 の構成要素を成す前記遊星キャリア 24 と前記リングギア 33 は、動力が中継される前記第 2 軸 200 に、それぞれ異なる位置でスプラインにより連結され、

前記リングギア 33 のスプラインハブのスプライン連結穴両端部は、前記第 2 軸 200 と同芯が出るよう嵌め合い部を設けるように成した、請求項 1 に記載の前進 6 速後進 1 速の自動变速装置。

【請求項 4】

前記第 1 の動力伝達経路の前記第 1 カウンターギア列 1 は、カウンターギア 110 が前記第 1 軸 100 と一体に形成され、前記カウンターギア 110 に噛み合うカウンターギア 210 が、前記第 2 軸 200 上のニードルローラベアリング 211 により、回転自在に保持され、

前記第 2 の動力伝達経路の前記第 2 カウンターギア列 2 は、カウンターギア 120 が前記第 1 軸 100 上のニードルローラベアリング 121 により、回転自在に保持され、前記カウンターギア 120 に噛み合う前記カウンターギア 220 が、前記第 2 軸 200 上のニードルローラベアリング 221 により、回転自在に保持され、

前記第 3 の動力伝達経路の前記第 3 カウンターギア列 3 は、カウンターギア 130 が、前記第 1 軸 100 上のニードルローラベアリング 131 により、回転自在に保持され、前記カウンターギア 130 に噛み合う前記カウンターギア 230 が、前記リングギア 33 の前記スプラインハブ上のニードルローラベアリング 231 により、回転自在に保持され、

前記第1軸100は、前記第1軸100と一体に形成された前記カウンターギア110の内周を、変速装置のハウジング5に固定されたサポート部により、円筒ころ軸受け140で軸支されると共に、前記カウンターギア120と前記カウンターギア130の間で、前記変速装置の前記ハウジング5に連なる壁部5aとボス部5bにより、ニードルローラベアリング150と160で軸支され、前記第2軸200は、前記変速装置の前記ハウジング5に固定されるトルクコンバータハウジング4とリアカバー6により、両端を円錐ころ軸受け250と260で軸支されるように成した、請求項1から3に記載の前進6速後進1速の自動変速装置。

【請求項5】

前記第1、第2、第3の動力伝達経路を制御する前記クラッチC1、C2、C3と前記ブレーキB2、B1は、それぞれ第1、第2、第3、第4、及び第5の摩擦部材とピストン及び前記ピストンのリターンスプリングとを有する油圧アクチュエータであり、前記第3の動力伝達経路を制御する前記ワンウェイクラッチ232は、機械アクチュエータであって、

前記第2軸200に配置される前記クラッチC1は、前記第1遊星歯車列20の外周部に配置された前記第1摩擦部材と、前記カウンターギア210に溶着され、前記第1摩擦部材の一方が回り止めされ、軸方向移動自在に保持される連結保持部材と、前記カウンターギア210に保持された前記第1ピストン及び前記第1リターンスプリングと、前記第1摩擦部材のもう一方が回り止めされ、軸方向移動自在に保持される前記リングギア23の外周連結保持部とを有し、

前記第2軸200に配置される前記ブレーキB1は、前記第2遊星歯車列30の外周部に配置された前記第5摩擦部材と、前記壁部5aに連なり、前記第5摩擦部材の一方が回り止めされ、軸方向移動自在に保持されるハウジング5の連結保持部と、前記円錐ころ軸受け260が軸支される前記リアカバー6に保持され、前記カウンターギア130との干渉部に切り欠きを有した前記第5ピストン及び前記第5リターンスプリングと、前記遊星キャリア34から伸ばされ、前記第5摩擦部材のもう一方が回り止めされ、軸方向移動自在に保持される連結保持部材とを有し、

前記第2軸200に配置される前記ワンウェイクラッチ232は、前記ブレーキB1の前記ピストンを保持する前記リアカバー6に連結したインナーレースと、前記カウンターギア230の外周部内側をアウターレースとして有し、

前記第1軸100に配置される前記クラッチC2は、前記クラッチC1の前記第1摩擦部材と同じ軸方向位置に配置された前記第2摩擦部材と、前記カウンターギア110に溶着され、前記第2摩擦部材の一方が回り止めされ、軸方向移動自在に保持される連結保持部材と、前記第1軸100と前記カウンターギア110に保持された前記第2ピストン及び前記第2リターンスプリングと、前記カウンターギア120に溶着され、前記第2摩擦部材のもう一方が回り止めされ、軸方向移動自在に保持される連結保持部材とを有し、

前記第1軸100に配置される前記ブレーキB2は、前記ブレーキB1の前記第5摩擦部材と同じ軸方向位置に配置された前記第4摩擦部材と、前記第4摩擦部材の一方が回り止めされ、軸方向移動自在に保持される前記ハウジング5の連結保持部と、前記ボス部5bと前記壁部5aに保持される前記第4ピストン及び前記第4リターンスプリングと、前記カウンターギア120に溶着され、前記第4摩擦部材のもう一方が回り止めされ、軸方向移動自在に保持される連結保持部材とを有し、

前記第1軸100の軸端部に配置される前記クラッチC3は、前記第1軸100にスライドで連結されるクラッチケースと、前記クラッチケースに回り止めされ、軸方向移動自在に保持された第3摩擦部材の一方と、前記クラッチケースに保持された前記第3ピストン及び前記第3リターンスプリングと、前記カウンターギア130に溶着され、前記第3摩擦部材のもう一方が回り止めされ、軸方向移動自在に保持される連結保持部材とを有するように成した、請求項1から4に記載の前進6速後進1速の自動变速装置。

【請求項6】

前記第1、第2、第3の動力伝達経路を形成する前記カウンターギア列1、2、3の、前記第2軸200に配置された前記カウンターギア210、220、230の歯数を、それぞれ噛み合う前記第1軸100に配置された前記カウンターギア110、120、130の歯数で割った減速比は、前記カウンターギア列1と

前記カウンターギア列2の減速比が同一又は異なるよう設定され、前記カウンターギア列1、2の減速比より前記カウンターギア列3の減速比が小さく設定されるように成した、請求項1に記載の前進6速後進1速の自動变速装置。

【請求項7】

前記第1軸100に配置された前記クラッチC2、C3の作動油を導く油路1、2の前記第1軸100への導入口は、前記ハウジング5に固定された前記サポート部の内周部に接し、前記第1軸100の外周に設けられた円周溝と3個の回転シールリングにより形成され、

前記第1軸100に配置された各軸受け部等の低圧供給油を導く油路3の前記第1軸100への導入口は、前記カウンターギア110の内周部に接し、前記円筒ころ軸受け140を軸支する前記サポート部の外周に設けられた1個の回転シールリングと、前記第1軸100の外周に設けられた円周溝と変速装置側の回転シールリングにより、前記サポート部と前記カウンターギア110の側面部に形成され、

前記第2軸200に配置された前記クラッチC1の作動油を導く油路4の前記第2軸200への導入口と、前記第2軸200に配置された各軸受け部等の低圧供給油を導く油路5の前記第2軸200への導入口は、前記円錐ころ軸受け250が位置する前記第2軸200の軸端部に設けられた段付穴の、異なる径を有した内周部2箇所に接し、前記トルクコンバータハウジング4に固定された油路連結部材の、段付部外周に設けられた2個の回転シールリングにより、段上部と段中心部に形成されるように成した、請求項1から5に記載の前進6速後進1速の自動变速装置。

【請求項8】

動力が入力される第1軸100と、動力が中継される第2軸200と、動力が 출력される第3軸300とが平行に配置され、

前記第2軸200に遊星ギア列を配置した自動車用自動变速装置であって、前記第2軸200と前記第3軸300を連結する第4カウンターギア列の前記第3軸300のカウンターギア340に、パーキングギア341を配置した自動变速装置。

【発明の詳細な説明】**【0001】****【発明の属する技術分野】**

本発明は、遊星ギア列の複数の構成要素に連結する動力伝達経路を、油圧クラッチ及びブレーキを用いて制御する自動变速機に関し、特に入力軸と中継軸及び出力軸の3軸が平行に配置され、出力軸にディファレンシャルギアを配置した前輪駆動用の自動变速装置に関する。

【0002】**【従来の技術】**

今日最も普及している乗用車用の自動变速装置として、ロックアップクラッチを有するトルクコンバータを用いた前進4速後進1速の变速機が知られている。前輪駆動用の前進4速後進1速の自動变速機は、エンジンと同軸となる第1軸にトルクコンバータを介して3個のクラッチと2個のブレーキ、2列の遊星ギア、ワンウェイクラッチ、さらに、中間軸及び出力軸を設け、カウンターギアで中継軸となる第2軸を介し、ディファレンシャルギアを有した出力軸の第3軸に動力を伝達する構造が一般的となっている。

【0003】

变速装置の变速比は、自動車の最大牽引力と最高速度によって決定され、变速段数を増やすほど牽引特性及び燃費は有利となるが、变速装置が複雑で伝達効率も下がり、コスト高となるのに加え、軸方向が長くなる欠点を有する。このため、前輪駆動用の自動变速機の多段化は、前進3速後進1速から、クラッチ1個の増加で済み、比較的軸方向が長くならない前進4速後進1速にとどまっている。

【0004】

しかし、前進4速後進1速の自動变速機では、1個増やさねばならない動力伝達経路が干渉するため、従来前進3速後進1速に用いられてきた2列の遊星ギアのサンギアとサンギア、遊星キャリアとリングギアを連結した、前進段でリングギア入力となる、ギア歯面荷重の小さな効率の良い遊星ギア列が用いられなく、サンギア入力で径が小さいためギア歯面荷重が大きくなる遊星ギア列を用いている。

又クラッチ1個の増加で済むとは言え、伝達経路が1個増えることもあり、第1軸に変速装置を集中的に配置すると、軸方向の短縮化には限度が生じる。

【0005】

さらに、この前進4速後進1速の自動変速機は、前進3速後進1速の自動変速機に比べ改良はされたが、1速の変速比を4速の変速比で割った総変速段間比が4前後と小さい上に、各変速ギア間の段間比も大きく取らなければならぬため、省燃費に寄与するエンジン低回転での使用とトルクコンバータのロックアップの利用率が不十分な状態になっている。

【0006】

周知の如く、近年地球環境問題のため自動車の省燃費の要求は強く、ガソリンエンジンから効率の良いディーゼルエンジンへの移行も考えられる。ディーゼルエンジンはガソリンエンジンより最高回転数が低いため、よりいっそう自動変速装置は前進4速後進1速の欠点を補うべく、総変速段間比が5以上取れる前進6速への多段化が望まれる。

一方、車両の衝突に対する安全の要求も強く、エンジンルームの横幅空間は、サイドメンバーの確保により狭くなってきており、変速装置はさらなる軸方向の短縮が望まれている。又サイドメンバーは強度上運転席に近づくほど幅広となるため、入力軸となる第1軸より運転席に近い中継軸の第2軸の方を短くする方が好ましい。

【0007】

このような問題を解決するため、特開平4-219553と特開2001-221301及び米国特許5013289で、4個の構成要素を有した2列の遊星ギアと、ギア比の異なる複数のカウンターギアと、3個のクラッチ及び2個のブレーキからなる低コストで高性能な前進6速後進1速の自動変速装置が提案されている。

【0008】

しかし、特開平4-219553は、エンジンが長軸となる前輪駆動車用変速機のギアトレインを示し、第1軸にはトルクコンバータしか配置されず、エンジンとの干渉を避けるため出力軸を大きくオフセットさせ、クラッチ類と遊星ギア列及

びディファレンシャルギアを出力軸に配置した、出力軸が長くなる変速装置であり、本件の対象とは異なる。

【0009】

特開2001-221301の実施例に記載されたカウンターギア列のギア比と遊星ギア列の組み合わせでは、本発明で用いる前進段の1速から4速でリングギア入力となる遊星ギア列は適用できない。

また、これらのギアトレインは、大きなラジアル荷重を発生するカウンターギアを複数個用いるので、カウンターギアのラジアル軸受けは強固でなければならない。しかし、実施例に示された模式図では、第2軸の遊星ギア列に配置されるカウンターギアの軸受けが、第2軸に直接設けられなく不適切となっている。

【0010】

米国特許5013289は、特開2001-221301と同類の遊星ギア列であり、本発明で用いる前進段の1速から4速でリングギア入力となる遊星ギア列は適用できない。また、カウンターギアの軸受けをハウジングで保持したことと、クラッチ3個を入力軸となる第1軸に配置したため、軸方向が長くなる欠点を有する。加えて軸端にカウンターギアを配置したため、第1軸と第2軸が同じ長さとなる。さらに、カウンターギアの軸受けを静止しているハウジングで保持する場合、常時軸受けが回転するため、効率と耐久及び騒音面で不利となる。

【0011】

また、従来用いられてきた前進4速後進1速の自動変速装置では、パーキングギアは大きなスペースのある第2軸に配置されるため問題とはならないが、米国特許5013289及び特開2001-221301では、第2軸に遊星ギア列が配置されるため、パーキングギアを第2軸に配置すると第2軸が長くなる欠点を有する。

【0012】

【発明が解決しようとする課題】

本発明の第1の課題は、入力軸と中継軸及び出力軸の3軸が平行に配置され、出力軸にディファレンシャルギアを配置した前輪駆動用の変速装置において、使用頻度の多い前進段の1速から4速でリングギア入力となる遊星ギア列を用い、ギ

ア歯面の荷重を低減し、効率を上げ、現状の4速自動変速機より各ギアの変速段間比が小さく、しかも総変速段間比が5以上取れると共に、コスト増加がほとんどなく、車体のサイドメンバー剛性を強めるため軸方向の大幅短縮が可能な、前進6速後進1速の自動変速機を実現することにより、自動車の燃費と衝突安全性を向上させることにある。

【0013】

本発明の第2の課題は、入力軸より中継軸を短くし、搭載性をより高めることである。

本発明の第3の課題は、変速比の設定自由度を高めるためカウンターギアを3列用いることであり、3列のカウンターギアのラジアル軸受けを強固にし、効率と耐久性を高め、騒音を減らすことである。

【0014】

【課題を解決するための手段】

原動機からトルクコンバータを介して動力が入力される第1軸と、第1軸と平行に設けられて動力が中継される第2軸と、第2軸と平行に設けられてディファレンシャルギアを介して動力が输出される第3軸と、第2軸に配置され、動力が入力される第1、第2、第3の構成要素及び動力が输出される第4の構成要素を有する第1及び第2遊星歯車列と、第1軸と第1及び第2遊星歯車列の第1、第2、第3の構成要素を連結する第1、第2、第3の動力伝達経路と、第1、第2、第3の動力伝達経路を形成するそれぞれ2個のギアが噛み合う第1、第2、第3のカウンターギア列と、第1、第2、第3の動力伝達経路に設けられたクラッチC1、C2、C3と、第2、第3の動力伝達経路に設けられ、第2、第3の構成要素を制動するブレーキB2、B1と、第3の動力伝達経路に設けられ、第3の構成要素を動力が入力される回転方向とは逆方向にのみ制動するワンウェイクラッチと、第2軸と第3軸を連結する第4カウンターギア列とから構成された自動車用自動変速装置であって、第1遊星歯車列のリングギアを第1の動力伝達経路が連結される第1の構成要素とし、第1遊星歯車列のリングギアに噛み合う遊星ギアを軸支する遊星キャリアを第4の構成要素とし、第1遊星歯車列の遊星ギアに噛み合うサンギアと第2遊星歯車列のサンギアを連結して第2の動力伝達経路

が連結される第2の構成要素とし、第2遊星歯車列のサンギアに噛み合う遊星ギアを軸支する遊星キャリアを第3の動力伝達経路が連結される第3の構成要素とし、第2遊星歯車列の遊星ギアに噛み合うリングギアを第4の構成要素とし、第4の構成要素をなす第1遊星歯車列の遊星キャリアと第2遊星歯車列のリングギアを動力が中継される第2軸に連結し、第1、第2、第3の動力伝達経路を制御するクラッチC1、C2、C3とブレーキB2、B1及びワンウェイクラッチのいずれか2個を選択的に締結することにより、使用頻度の多い前進段の1速から4速でリングギア入力となる遊星ギア列を用いた、効率の良い前進6速後進1速の自動变速機が実現できる。

【0015】

自動变速装置の軸方向長さは、構成部品の配置、特に回転軸への油の供給のため軸方向が長くなるクラッチの配置で決定され、第2軸を第1軸より短くするため、3個のクラッチの2個を第1軸に、1個を第2軸に配置できるよう、トルクコンバータの方向に、第1軸と第2軸を連結する第1、第2、第3の動力伝達経路を順に配置し、第1と第2動力伝達経路の間の第2軸に第1遊星歯車列を配置し、第2と第3動力伝達経路の間の第2軸に第2遊星歯車列を配置し、第1の動力伝達経路に設けられたクラッチC1と、第3の動力伝達経路に設けられたブレーキB1及びワンウェイクラッチを、第2軸に配置し、第2の動力伝達経路に設けられたクラッチC2及びブレーキB2と、第3の動力伝達経路に設けられたクラッチC3を、第1軸に配置し、第2軸と第3軸を連結する第4カウンターギア列を、第1動力伝達経路よりトルクコンバータの方向に配置するよう成了した。

【0016】

第1及び第2遊星歯車列の、動力が入力される第1、第2、第3の構成要素及び動力が输出される第4の構成要素は、第1の構成要素を成す第1遊星歯車列のリングギアを、リングギアと連結したプレートでスラスト軸受けを介し第1遊星歯車列の遊星キャリアと第1カウンターギア列の第2軸に配置されたカウンターギアの間に保持し、第2の構成要素を成す連結された2個のサンギアを、第2の動力伝達経路を形成する第2カウンターギア列の第2軸に配置されたカウンターギアと一体に形成し、第3の構成要素を成す第2遊星歯車列の遊星キャリアを、

第2軸でブッシュにより軸支すると共に、第3の動力伝達経路を形成する第3カウンターギア列の第2軸に配置されたカウンターギアと第2遊星歯車列の外周部で継ぎ手により連結し、第4の構成要素を成す第1遊星歯車列の遊星キャリアと第2遊星歯車列のリングギアを、動力が中継される第2軸にそれぞれ異なる位置でスプラインにより連結し、第2軸に連結される第2遊星歯車列のリングギアスプライン連結穴両端部を、第2軸と同芯が出るよう嵌め合い部を設けるように構成した。

【0017】

第1、第2、第3の動力伝達経路を形成するそれぞれ2個のギアが噛み合う第1、第2、第3のカウンターギア列の軸支方法は、第1カウンターギア列の第1軸のカウンターギアを、第1軸と一緒に形成し、そのカウンターギアに噛み合う第2軸のカウンターギアを第2軸上のニードルローラベアリングにより回転自在に保持し、第2カウンターギア列の第1軸のカウンターギアを、第1軸上のニードルローラベアリングにより回転自在に保持し、そのカウンターギアに噛み合う第2軸のカウンターギアを第2軸上のニードルローラベアリングにより回転自在に保持し、第3カウンターギア列の第1軸のカウンターギアを、第1軸上のニードルローラベアリングにより回転自在に保持し、そのカウンターギアに噛み合う第2軸のカウンターギアを、第2軸と同芯が出るようスプライン連結穴両端部に嵌め合い部を設けた、第2遊星歯車列のリングギアと連なるスプラインハブ上のニードルローラベアリングにより回転自在に保持し、第1軸は、第1軸と一緒に形成された1列目のカウンターギアの内側を、変速装置のハウジングに固定されたサポート部により円筒ころ軸受けで軸支すると共に、2列目のカウンターギアと3列目のカウンターギアの間で、変速装置のハウジングに連なるボス部によりニードルローラベアリングで軸支し、第2軸は、変速装置のハウジングに固定されるトルクコンバータハウジングとリアカバーにより両端を円錐ころ軸受けで軸支されるよう成了したので、軸方向が短縮されると共に強固な軸受けが実現できる。

【0018】

第1、第2、第3の動力伝達経路を制御するクラッチC1、C2、C3とブレー

キ B 2、 B 1 は、 それぞれ第 1、 第 2、 第 3、 第 4、 及び第 5 の摩擦部材とピストン及びピストンのリターンスプリングとを有する油圧アクチュエータであり、 第 3 の動力伝達経路を制御するワンウェイクラッチは、 機械アクチュエータであつて、

第 2 軸に配置されるクラッチ C 1 は、 第 1 遊星歯車列の外周部に配置された第 1 摩擦部材と、 第 1 カウンターギア列の第 2 軸のカウンターギアに溶着され、 第 1 摩擦部材の一方が保持される連結保持部材と、 カウンターギアに保持された第 1 ピストン及び第 1 リターンスプリングと、 第 1 摩擦部材のもう一方が保持されるリングギアの外周連結保持部とを有し、 第 2 軸に配置されるブレーキ B 1 は、 第 2 遊星歯車列の外周部に配置された第 5 摩擦部材と、 第 5 摩擦部材の一方が保持されるハウジングの連結保持部と、 円錐ころ軸受けが軸支されるリアカバーに保持され、 カウンターギアの干渉のため 1 部を切り欠いた第 5 ピストン及び第 5 リターンスプリングと、 第 2 遊星歯車列の遊星キャリアから伸ばされ、 第 5 摩擦部材のもう一方が保持される連結保持部材とを有し、 第 2 軸に配置されるワンウェイクラッチは、 ブレーキ B 1 のピストンを保持するリアカバーに連結したインナーレースと、 第 3 カウンターギア列の第 2 軸のカウンターギアの外周部内側をアウターレースとして有し、 第 1 軸に配置されるクラッチ C 2 は、 第 2 軸に配置されるクラッチ C 1 の第 1 摩擦部材と同じ軸方向位置に配置された第 2 摩擦部材と、 第 1 カウンターギア列の第 1 軸のカウンターギアに溶着され、 第 2 摩擦部材の一方が保持される連結保持部材と、 第 1 軸と第 1 カウンターギア列の第 1 軸のカウンターギアに保持された第 2 ピストン及び第 2 リターンスプリングと、 第 2 カウンターギア列の第 1 軸のカウンターギアに溶着され、 第 2 摩擦部材のもう一方が保持される連結保持部材とを有し、 第 1 軸に配置されるブレーキ B 2 は、 第 2 軸に配置されるブレーキ B 1 の第 5 摩擦部材と同じ軸方向位置に配置された第 4 摩擦部材と、 第 4 摩擦部材の一方が保持されるハウジングの連結保持部と、 ボス部 5 b と壁部 5 a に保持される第 4 ピストン及び第 4 リターンスプリングと、 第 2 カウンターギア列の第 1 軸のカウンターギアに溶着され、 第 4 摩擦部材のもう一方が保持される連結保持部材とを有し、 トルクコンバータと反対方向の第 1 軸の端部に配置されるクラッチ C 3 は、 第 1 軸にスライドで連結される

クラッチケースと、クラッチケースに保持された第3摩擦部材の一方と、クラッチケースに保持された第3ピストン及び第3リターンスプリングと、第3カウンターギア列の第1軸のカウンターギアに溶着され、第3摩擦部材のもう一方が保持される連結保持部材とを有するように成し、クラッチC1のシリンダーを第1カウンターギア列の第2軸のカウンターギア部に、クラッチC2のシリンダーを第1カウンターギア列の第1軸のカウンターギア部に設けることも含め、第1軸と第2軸の短縮化が実現できる。

【0019】

第1、第2、第3の動力伝達経路を形成する第1、第2、第3のカウンターギア列の、第2軸に配置されたカウンターギアの歯数を、それぞれ噛み合う第1軸に配置されたカウンターギアの歯数で割った減速比は、第1カウンターギア列と第2カウンターギア列の減速比が同一又は異なるよう設定し、第1、第2カウンターギア列の減速比より第3カウンターギア列の減速比が小さく設定されるように成したので、変更しやすいカウンターギアの設定のみで、総変速段間比が5以上取れると共に、各ギアの段間差の設定自由度が増す前進6速後進1速の自動変速機が実現できる。

【0020】

第1軸100に配置されたクラッチC2、C3の作動油を導く油路1、2の前記第1軸100への導入口は、変速装置のハウジングに固定されたサポート部の内周部に接し、第1軸の外周に設けられた円周溝と3個の回転シールリングにより形成され、第1軸に配置された各軸受け部等の低圧供給油を導く油路3の前記第1軸100への導入口は、第1軸と一体となるカウンターギアの内周部に接し、円筒ころ軸受け1を軸支するサポート部の外周に設けられた1個の回転シールリングと、第1軸の外周に設けられた円周溝と変速装置側の回転シールリングにより、サポート部とカウンターギアの側面部に形成され、第2軸に配置されたクラッチC1の作動油を導く油路4の前記第2軸200への導入口と、第2軸に配置された各軸受け部等の低圧供給油を導く油路5の前記第2軸200への導入口は、円錐ころ軸受けが位置する第2軸のトルクコンバータ側軸端部に設けられた段付穴の、異なる径を有した内周部2箇所に接し、トルクコンバータハウジングに

固定された油路連結部材の、段付部外周に設けられた2個の回転シールリングにより、段上部と段中心部に形成されるように成し、回転軸への油の導入路を全て変速機のハウジングとトルクコンバータハウジングの分割部に設置すると共に、油路3、4、5の導入口を軸側面に設けることにより、ハウジングと第1及び第2軸の短縮化が実現できる。

【0021】

パーキングギアを第2軸に配置せず、出力軸となる第3軸の大きな径を有したカウンターギアに形成したので、第3軸の軸受け上部にパーキングギアを配置出来、第2軸及び第3軸を長くすることなく変速装置全体の短縮化が実現できる。

【0022】

【発明の実施の形態】

図1と、図1を模式化した図2に本発明の自動変速機の構造を表す。

【0023】

これらの図において、エンジンに締結されるトルクコンバータハウジング4は、変速装置のハウジング5とリアハウジング6が、ボルトにより一体化されている。エンジンから動力が入力されるトルクコンバータ10は、トルクコンバータハウジングに収納され、トルクコンバータ10の出力側後方に設けられた変速装置は、ハウジング5とリアハウジング6に収納され、制御用油圧ポンプケースは、トルクコンバータハウジング4と変速装置のハウジング5の間に固定される。制御用油圧ポンプケースは、トルクコンバータ10を軸支すると共に、乾式状態となるトルクコンバータハウジング4と湿式状態となる変速装置のハウジング5を分離する。

【0024】

トルクコンバータ10は、フロントカバー12と、インペラ15、タービン16、ワンウェイクラッチ14を伴ったステータ17、及びロックアップクラッチ11と捩りダンパー13を有する。

周知のとおり、ロックアップクラッチ11が解放状態では、エンジンからの動力は、インペラ15、タービン16、ステータ17による流体伝導となり、ロックアップクラッチ11が締結状態では、捩りダンパー13を通過し効率の良い直結

機械伝導となり、いずれもタービン16から第1軸100に出力される。

【0025】

変速装置は、トルクコンバータ10を介して動力が入力される第1軸100と、第1軸100と平行に設けられて、動力が中継される第2軸200と、第2軸200と平行に設けられて、ディファレンシャルギア40を介して動力が出力される第3軸300と、第2軸200に配置され、動力が入力される第1、第2、第3の構成要素及び動力が出力される第4の構成要素を有する第1及び第2遊星歯車列20、30と、第1軸100と第1及び第2遊星歯車列20、30の第1、第2、第3の構成要素を連結する第1、第2、第3の動力伝達経路と、第1、第2、第3の動力伝達経路を形成するそれぞれ2個のギアが噛み合う第1、第2、第3カウンターギア列1、2、3と、第1、第2、第3の動力伝達経路に設けられたクラッチC1、C2、C3と、第2、第3の動力伝達経路に設けられ、第2、第3の構成要素を制動するブレーキB2、B1と、第3の動力伝達経路に設けられ、第3の構成要素を動力が入力される回転方向とは逆方向にのみ制動するワンウェイクラッチ232と、第2軸200と第3軸300を連結する第4カウンターギア列とから構成される。

【0026】

図1と、図1を模式化した図2と、図1の第1軸100の詳細を示す図3において、第1軸100は、第1カウンターギア列1を構成するカウンターギア110と、第2カウンターギア列2を構成するカウンターギア120と、第3カウンターギア列3を構成するカウンターギア130と、第1軸100とカウンターギア120を断接するクラッチC2と、カウンターギア120を制動するブレーキB2と、第1軸100とカウンターギア130を断接するクラッチC3とを有する。

【0027】

第1軸100は、カウンターギア110が一体に形成され、前方のトルクコンバータ10から後方の変速装置端部の、ほぼ自動変速装置全長の長さを有し、円筒ころ軸受け140とニードルローラベアリング150及び160で、ハウジング5に軸支される。

円筒ころ軸受け140は、ハウジング5の前方に固定されたポンプケースのサポート7の外周部と、カウンターギア110の内周部の間に設けられ、ラジアル荷重を受けると共に、第1軸100の前方に作用するスラスト荷重を受けるようインナーレースの前方に鍔を有している。

ニードルローラベアリング150及び160は、ハウジング5の後方後端に位置する壁部5aとボス部5bに設けられ、ニードルローラベアリング150がラジアル荷重を受け、ニードルローラベアリング160が第1軸100の後方に作用するスラスト荷重を受けるよう、スラストワッシャ161がボス部5bに、スラストワッシャ162が第1軸100に固定されている。

【0028】

クラッチC2は、第2摩擦部材53と、第2摩擦部材53の一方が保持されるカウンターギア110に溶着された連結保持部材のクラッチケース51と、第2ピストン52と、第2リターンスプリング56と、第2摩擦部材53のもう一方が保持されるカウンターギア120に溶着された連結保持部材のクラッチハブ54とを有し、第1軸100とカウンターギア120の断接を行う。

【0029】

クラッチケース51は筒状をなし、カウンターギア110の外周部に溶着され、内周部に施されたスライインにより、第2摩擦部材53の一方の摩擦部材となる複数のドリブンプレート53bが回り止めされ、軸方向移動自在に保持されている。ドリブンプレート53bの間には、もう一方の摩擦部材となるドライブプレート53aが交互に配置される。エンドプレート53cは、クラッチケース51の端部にリティニグリング57で固定される。

クラッチハブ54は筒状をなし、カウンターギア120の側面部に溶着され、外周部に施されたスライインにより、ドライブプレート53aが回り止めされ、軸方向移動自在に保持されている。

ピストン52は、カウンターギア110とクラッチケース51で形成されるシリンダーに納められ、リターンスプリング56により解放側に戻される。

リターンスプリング56は、ピストン52の遠心油圧キャンセラー室を形成するプレート55で保持され、プレート55は、リティニグリング58で第1軸1

00に固定される。

【0030】

第2カウンターギア列2のカウンターギア120は、クラッチC2の後方に配置され、ラジアル軸受けのニードルローラベアリング121と、スラスト軸受けのニードルローラベアリング122及びスラストワッシャ123と162で、第1軸100上に回転自在に保持される。

【0031】

ブレーキB2は、カウンターギア120の後方に配置され、第4摩擦部材83と、第4摩擦部材83の一方が保持されるハウジング5の連結保持部81と、第4ピストン82と、第4リターンスプリング86と、第4摩擦部材83のもう一方が保持されるカウンターギア120に溶着された連結保持部材のブレーキハブ84とを有し、カウンターギア120の制動を行う。

【0032】

ハウジング5の連結保持部81は、内周に複数の溝加工がなされ、第4摩擦部材83の一方の摩擦部材となる複数のドリブンプレート83bが回り止めされ、軸方向移動自在に保持されている。ドリブンプレート83bの間には、もう一方の摩擦部材となるドライブプレート83aが交互に配置される。エンドプレート83cは、連結保持部81の端部にリティニグリング87で固定される。

ブレーキハブ84は筒状をなし、カウンターギア120の側面部に溶着され、外周部に施されたスプラインにより、ドライブプレート83aが回り止めされ、軸方向移動自在に保持されている。

ピストン82は、連結保持部81に連なるハウジング5の後端の壁部5aとボス部5bで形成されるシリンダーに納められ、リターンスプリング86により解放側に戻される。

リターンスプリング86は、リティニグリング88とプレート85でボス部5bに固定される。

【0033】

第3カウンターギア列3のカウンターギア130は、ハウジング5後方のリアカバー6に配置され、ラジアル軸受けのニードルローラベアリング131と、スラ

スト軸受けのニードルローラベアリング132及びスラストワッシャ133と134で、第1軸100上に回転自在に保持される。

【0034】

クラッチC3は、第3摩擦部材63と、第3摩擦部材63の一方が保持される第1軸100にスライイン結合したクラッチケース61と、第3ピストン62と、第3リターンスプリング66と、第3摩擦部材63のもう一方が保持されるカウンターギア130に溶着された連結保持部材のクラッチハブ64とを有し、第1軸100とカウンターギア130の断接を行う

【0035】

クラッチケース61は2重筒形状をなし、内側筒部が第1軸100にスライイン結合され、スラストワッシャ133と共に、第1軸100後方軸端部のナット99で固定される。また、クラッチケース61の外側筒部の内周部に施されたスライインにより、第3摩擦部材63の一方の摩擦部材となる複数のドリブンプレート63bが回り止めされ、軸方向移動自在に保持される。

ドリブンプレート63bの間には、もう一方の摩擦部材となるドライブプレート63aが交互に配置される。エンドプレート63cは、クラッチケース61の外側筒部の端部にリティニグリング67で固定される。

クラッチハブ64は筒状をなし、カウンターギア130の側面部に溶着され、外周部に施されたスライインにより、ドライブプレート63aが回り止めされ、軸方向移動自在に保持されている。

ピストン62は、クラッチケース61に納められ、リターンスプリング66により解放側に戻される。

リターンスプリング66は、ピストン62の遠心油圧キャンセラー室を形成するプレート65で保持され、プレート65は、リティニグリング68でクラッチケース61に固定される。

【0036】

第1軸100に配置されたクラッチC2、C3の作動油を導く油路1、2の第1軸100への導入口は、ハウジング5に固定されたサポート7の内周部に接し、第1軸100の外周に設けられた円周溝と3個の回転シールリング101により

形成される。図示しないコントロールバルブから供給される $6 \sim 15 \text{ Kg/cm}^2$ の圧力を有した作動油は、サポート 7 に設けられた油路 106 から、回転シールリング 101 により密閉された第 1 軸 100 の導入口に導かれ、第 1 軸 100 の斜めに開けられた油路 104 である油路 2 を通り、クラッチ C2 のシリンダー室へと直接供給される。同様にクラッチ C3 のシリンダー室へ供給される作動油は、サポート 7 に設けられた図示しない油路から、回転シールリング 101 により密閉された第 1 軸 100 の導入口に導かれ、第 1 軸 100 の中央に設けられた、パイプ 107 と油止め 108 で形成される油路 1 に通じる油路 103 を通り、クラッチ C3 のシリンダー室へと供給される。

第 1 軸 100 に配置された各軸受け部等に、低圧供給油を導く油路 3 の第 1 軸 100 への導入口は、サポート 7 に設けられた油路 109 から、カウンターギア 110 の内周部に接し、円筒ころ軸受け 140 を軸支するサポート 7 の外周に設けられた回転シールリング 102 と、第 1 軸 100 の外周に設けられた円周溝と変速装置側の回転シールリング 101 により、サポート 7 とカウンターギア 110 の側面部に形成される。図示しないコントロールバルブから供給される 1 Kg/cm^2 前後の圧力を有した供給油は、回転シールリング 101 と 102 により密閉されたサポート 7 とカウンターギア 110 の側面部の導入口に導かれ、油路 105 から第 1 軸 100 の中央に設けられた、パイプ 107 で油路 1 と分離された外周穴となる油路 3 を通り、複数の箇所へ供給される。サポート 7 とカウンターギア 110 の側面部に導入口を設けることにより、第 1 軸 100 が短くなる。一方、カウンターギア 110 の側面部には、油によりスラスト荷重が作用するが、低圧のため小さな荷重となり問題とはならない。

【0037】

図 1 と、図 1 を模式化した図 2 と、図 1 の第 2 軸 200 の詳細を示す図 4 において、第 2 軸 200 も同様に、図示しないコントロールバルブから供給される $6 \sim 15 \text{ Kg/cm}^2$ の圧力を有したクラッチ C1 の作動油と、 1 Kg/cm^2 前後の各軸受け部等への低圧供給油の第 2 軸 200 への導入口は、円錐ころ軸受け 250 が位置する第 2 軸 200 の軸端部に設けられた段付穴の、異なる径を有した内周部 2 箇所に接し、トルクコンバータハウジング 4 に例えればシールされたネジ

で固定される油路連結部材201の、段付部外周に設けられた2個の回転シールリング202と203により、段上部と段中心部に形成される。

作動油は油路連結部材201の油路205と段上部の導入口を通り、第2軸の油路4に導かれ、回転シールリングを介してカウンターギア210に設けられたクラッチC1のシリンダーに供給され、低圧供給油は油路連結部材201の油路204と段中心部の導入口を通り、油路5に導かれ、複数の箇所へ供給される。コンパクトな油路連結部材201をトルクコンバータ側の円錐ころ軸受け250の内周部に配置するため、第2軸が短くなる。一方、油路連結部材201の側面部に対抗する第2軸200には、油によりスラスト荷重が作用するが、受圧面が小さいため問題とはならない。

【0038】

第2軸200は、第1カウンターギア列1を構成するカウンターギア210と、第2カウンターギア列2を構成するカウンターギア220と、第3カウンターギア列3を構成するカウンターギア230と、第1、第2、第3カウンターギア列1、2、3から動力が入力される第1、第2、第3の構成要素及び動力が出力される第4の構成要素を有する第1及び第2遊星歯車列20、30と、カウンターギア210と第1遊星歯車列20の第1構成要素であるリングギア23を断接するクラッチC1と、第2遊星歯車列30の第3構成要素である遊星キャリア34を制動するブレーキB1と、遊星キャリア34を動力が入力される回転方向とは逆方向にのみ制動するワンウェイクラッチ232と、動力が出力される第4カウンターギア列を構成するカウンターギア240とを有する。

【0039】

第2軸200は、円錐ころ軸受け250と260で、ハウジング5と一体となるトルクコンバタハウジング4とリアハウジング6に軸支される。

円錐ころ軸受け250は、トルクコンバタハウジング4と第2軸200の前方軸端の間に変速装置の内向きに設置され、円錐ころ軸受け260は、リアハウジング6と第2軸200の後方軸端の間に変速装置の内向きに設置され、第1、第2、第3及び第4カウンターギア列により第2軸200に作用するラジアル荷重とスラスト荷重を受ける

【0040】

第1カウンターギア列1を構成するカウンターギア110と噛み合うカウンターギア210は、第2軸200の前方に配置され、ラジアル軸受けのニードルローラベアリング211と、スラスト軸受けのニードルローラベアリング212及び213で、第2軸200上に回転自在に保持される。

【0041】

クラッチC1は、第1遊星歯車列20の外周部に配置された第1摩擦部材43と、第1摩擦部材43の一方が保持されるカウンターギア210に溶着された連結保持部材のクラッチケース41と、第1ピストン42と、第1リターンスプリング46と、第1摩擦部材43のもう一方が保持される第1遊星歯車列20の第1構成要素であるリングギア23の外周連結部とを有し、カウンターギア210とリングギア23の断接を行う。

【0042】

クラッチケース41は筒状をなし、カウンターギア210の外周部に溶着され、内周部に施されたスラインにより、第1摩擦部材43の一方の摩擦部材となる複数のドリブンプレート43bが回り止めされ、軸方向移動自在に保持されている。ドリブンプレート43bの間には、もう一方の摩擦部材となるドライブプレート43aが交互に配置される。エンドプレート43cは、クラッチケース41の端部にリティニングリング27で固定される。

リングギア23は外周部にスラインが施されており、ドライブプレート53aが回り止めされ、軸方向移動自在に保持されている。

ピストン42は、カウンターギア210とクラッチケース41で形成されるシリンダーに納められ、皿板形状のリターンスプリング46により解放側に戻される。リターンスプリング46は、ピストン42の遠心油圧キャンセラー室を形成するプレート45で保持され、プレート45は、リティニングリング28でカウンターギア210に固定される。

【0043】

第1遊星歯車列20はカウンターギア210の後方に配置され、リングギア23と、リングギア23に噛み合う遊星ギア22と、遊星ギア22を軸支する遊星ギ

ヤリア24と、遊星ギア22に噛み合うサンギア21を有する。

【0044】

第1遊星歯車列20の第1構成要素であるリングギア23は、リングギア部の前方で回り止めをされ、リティニングリング26で固定されたプレート25を有し、カウンターギア210と遊星キャリア24の間に、スラストすべり軸受け215とニードルローラベアリング214を介し、保持される。

リングギア23に噛み合う遊星ギア22を軸支する、第4構成要素である遊星キャリア24は、第2軸200の段付部で内周フランジが前方に規制され、スライン部24aで第2軸200に連結される。

【0045】

第1遊星歯車列20の後部には、カウンターギア120と噛み合うカウンターギア220が、第1及び第2遊星歯車列20、30の第2構成要素である第1遊星歯車列20のサンギア21と、第2遊星歯車列30のサンギア31と一体となり配置される。

カウンターギア220は、ラジアル軸受けのニードルローラベアリング221と、スラスト軸受けのニードルローラベアリング222及び223で、第2軸200上に回転自在に保持される。

【0046】

第2遊星歯車列30はカウンターギア220の後方に配置され、リングギア33と、リングギア33に噛み合う遊星ギア32と、遊星ギア32を軸支する遊星キャリア34と、遊星ギア32に噛み合うサンギア31を有する。

【0047】

第4構成要素であるリングギア33は、スラインハブを有したフランジが溶着され、動力が中継される第2軸200の後部で、スライン33aにより連結される。スライン33aの連結部は、第2軸200の段付部で内周フランジが前方に規制されると共に、段付上部のニードルローラベアリング221の軸径に連なる33b部と、段付下部のスライン終焉部で円錐ころ軸受け260の軸径に連なる33c部で、第2軸200と同芯が出るよう嵌め合い部を設けてある。

第3構成要素である遊星キャリア34は、後部サイドプレートの内径がフランジ

形状を成しており、ニードルローラベアリング221の軸径に連なる第2軸200でブシュにより軸支されると共に、前部サイドプレートの外径が筒状を成してリングギア33の上部を覆って、端部の凹凸部の継ぎ手で第3カウンターギア列3のカウンターギア230と連結される。

【0048】

第2遊星歯車列30の後部には、カウンターギア130と噛み合うカウンターギア230が配置され、外周部の前方凹凸部の継ぎ手で遊星キャリア34に連結すると共に、ラジアル軸受けのニードルローラベアリング231と、スラスト軸受けのニードルローラベアリング234及びスラストワッシャ235で、第2軸200と一体化されたリングギア33のフランジ上に回転自在に保持される。

また、カウンターギア230は、外周部内側をアウターレースとして有し、円錐ころ軸受け260を保持するリアカバー6の外周に複数の溝加工がなされ、リティニングリング78でインナーレース233が連結され、動力が入力される回転方向とは逆方向にのみ制動するワンウェイクラッチ232を保持する。

【0049】

ブレーキB1は、第5摩擦部材73が第2遊星歯車列30の外周部に配置され、第5摩擦部材73の一方が保持されるハウジング5の壁部5aに連なる連結保持部71と、第5ピストン72と、第5リターンスプリング76と、第5摩擦部材73のもう一方が保持される遊星キャリア34の外周連結部とを有し、第3構成要素である遊星キャリア34の制動を行う。

【0050】

ハウジング5の連結保持部71は、前に固定のための鍔部を有すると共に、内周に複数の溝加工がなされ、第5摩擦部材73の一方の摩擦部材となる複数のドリブンプレート73bが回り止めされ、軸方向移動自在に保持されている。ドリブンプレート73bの間には、もう一方の摩擦部材となるドライブプレート73aが交互に配置され、ピストン72が接する端部には厚板上のプレート73cが配置される。

ピストン72は、カウンターギア130との干渉部に切り欠きを有し、インナーレース233後部のリアカバー6に形成されるシリンダーに納められ、インナー

レース233に配置された皿板形状のリターンスプリング76により解放側に戻される。

リターンスプリング76は、インナーレース233に固定される。

【0051】

カウンターギア210と円錐ころ軸受け250の間には、第4カウンターギア列のカウンターギア240が、第2軸200と一体となり配置される。

【0052】

自動变速装置の後部からエンジン方向を見た図5において、動力の中継軸となる第2軸200は、カウンターギア110と210が噛み合う第1動力伝達経路を形成する第1カウンターギア列1と、カウンターギア120と220が噛み合う第2動力伝達経路を形成する第2カウンターギア列2と、カウンターギア130と230が噛み合う第3動力伝達経路を形成する第3カウンターギア列3により、動力の入力軸となる第1軸100に連結され、第1軸100の右上部に位置する。

動力の出力軸となる第3軸300は、カウンターギア240と340が噛み合う第4カウンターギア列で第2軸200に連結され、第1軸100の右下部に位置する。

【0053】

図1、図2、図5において、第3軸300のカウンターギア340は、ディファレンシャルキャリアにボルトで固定され、ディファレンシャルギアを介して左右のタイヤに連結している。

カウンターギア340は、第3軸300の軸受け310の上部に、一体となるパーキングギア341を有しており、パーキングカム342により、タイヤに連なる第3軸300の固定又は解放が行われる。

図示しない運転席にある自動变速装置のシフトタワーが、セレクトシャフト345に連動している。セレクトシャフト345の揺動がレバーによりパーキングロッド343の直線運動に変換される。パーキングロッド343は2個のローラを有しており、第5図における左右の直線運動によりハウジングに固定されたパーキングステー344のテーパ部をころがり、上下に移動し、パーキングカム34

2を揺動させる。今、シフトタワーをPレンジに移動すると、パーキングロッド343が右方向に移動し、パーキングカム342を下に押し、パーキングカム342の爪がパーキングギア341のギア部に噛み込み、パーキングギア341をロックし、車両を固定する。

逆に、シフトタワーをPレンジから移動すると、パーキングロッド343が左方向に移動し、パーキングギア341の回転力、又は図示しないリターンスプリングで、パーキングカム342の爪が外され、ロックが解除され、車両が走行可能となる。

【0054】

このパーキング機構は従来のもので、従来の自動变速装置では、第1軸又は第2軸にパーキングギアが配置される。動力を減速した後の第3軸にパーキングギアを配置すると、パーキングカムに作用する荷重が増え不利となる。しかし、本発明に限らず第2軸に遊星ギア列を配置した場合、第2軸にパーキングギアを配置すると第2軸が長くなる。本発明は第2軸を短くするため、第3軸にパーキングギアを配置したもので、第3軸に配置された径の大きなカウンターギア340に一体成形できるので、パーキングカム342に作用する荷重も低減でき、コストも高くならない。また、第3軸の軸受け上部にパーキングギアを配置したので、第3軸を長くすることもない。

【0055】

【実施例】

図6、図7、図8に本発明の第1実施例を示す。

【0056】

図6において、第1、第2、第3の動力伝達経路の、第1、第2、第3カウンターギア列1、2、3の減速比の逆数 α_1 、 α_2 、 α_3 は、

$$\alpha_1 = 0.628$$

$$\alpha_2 = 0.687$$

$$\alpha_3 = 1$$

で、減速比はカウンターギア列3が最も小さく、カウンターギア列1をカウンターギア列2より少し大きめに設定する。また、遊星ギア列において、サンギアの

歯数をリングギアの歯数で割った第1、第2遊星ギア列20、30の歯数比 ρ_1

、 ρ_2 は、

$$\rho_1 = 0.552$$

$$\rho_2 = 0.463$$

で、第1遊星ギア列20の方を少し大きく設定する。

【0057】

図7は、遊星ギアの噛み合い法則により作成した第1実施例の速度線図である。

第1、第2遊星ギア列20、30の歯数比 ρ_1 、 ρ_2 により、第1、第2遊星ギア列20、30の第1、第2、第3、第4の構成要素の位置が決定される。

第1軸100に入力される回転速度を1とすると、第1、第2、第3カウンターギア列1、2、3を通過し、クラッチC1、C2、C3を介して第1、第2、第3構成要素に入力される回転速度は、 $\alpha_1 = 0.628$ 、 $\alpha_2 = 0.687$ 、 $\alpha_3 = 1$ となる。

【0058】

第1、第2、第3の構成要素のいずれか2個を、図示しないコントロールバルブの油圧でクラッチC1、C2、C3及びブレーキB1、B2を締結するか、又はワンウェイクラッチOWCで規制することにより、変速段が決定される。

図7に示したC1、C2、C3、B1(OWC)、B2の2個を直線で結べば、各変速段における各構成要素の回転速度が得られ、入力となる第1軸100の回転速度1を、出力となる第4構成要素の回転速度で割った値が、変速比となる。

【0059】

ここで、第1構成要素は、第1遊星ギア列20に属し、第2構成要素は第1、第2遊星ギア列20、30に属し、第3構成要素は第2遊星ギア列30に属し、第4構成要素は第1、第2遊星ギア列20、30に属している。

したがって、第1構成要素と第3構成要素の回転速度を規制した1速と4速のみ動力は、第1、第2遊星ギア列20、30の両方を通過し、その他の変速段では、第1、第2遊星ギア列20、30のどちらか一方しか動力は通過しない。

【0060】

図8に図7より得られた各変速段の変速比を示す。

1速の変速比を6速の変速比で割った総変速段間比は、6.387と広く取れる。また、各変速ギア間の段間比は、3速以上の高速段に進むにつれ1.345、1.334、1.268と小さくなり、好ましい変速比を得ることができる。

総変速段間比に関しては、現状用いられている前進4速後進1速の自動変速機の総変速段間比4よりも大幅に大きく、各変速ギア間の段間比に関しては、現状用いられている前進4速後進1速の自動変速機の3速と4速の段間比、約1.4～1.5より小さく、いずれも燃費に対し有利な結果が得られる。

【0061】

図9、図10、図11に本発明の第2実施例を示す。

【0062】

図9において、第1、第2、第3の動力伝達経路の、第1、第2、第3カウンターギア列1、2、3の減速比の逆数 α_1 、 α_2 、 α_3 は、

$$\alpha_1 = 0.628$$

$$\alpha_2 = 0.591$$

$$\alpha_3 = 0.944$$

で、減速比はカウンターギア列3が最も小さく、第1実施例とは逆にカウンターギア列1がカウンターギア列2より少し小さめに設定し、第2カウンターギア列2と第3カウンターギア列3の歯数を変化さす。

また、遊星ギア列を構成する各ギアの歯数は、第1実施例と同一にする。

【0063】

図10は、遊星ギアの噛み合い法則により作成した第1実施例の速度線図である。第1、第2遊星ギア列20、30の第1、第2、第3、第4の構成要素は、第1実施例と同一となる。

第1軸100に入力される回転速度を1とすると、第1、第2、第3カウンターギア列1、2、3を通過し、クラッチC1、C2、C3を介して第1、第2、第3構成要素に入力される回転速度は、 $\alpha_1 = 0.628$ 、 $\alpha_2 = 0.591$ 、 $\alpha_3 = 0.944$ となる。

【0064】

作動は第1実施例と全く同じであり、第2実施例の図10は、第1実施例の図7

に、第2実施例の図11は、第1実施例の図8に対比できる。

【0065】

1速の変速比を6速の変速比で割った総変速段間比は、6.035と第1実施例より小さくなる。また、各変速ギア間の段間比は、第1実施例と比べ2速と3速、5速と6速間が小さくなる。

【0066】

本発明では使用頻度の高い前進1、2、3、4速で、クラッチC1が締結され、動力は第1カウンターギア列1を通過し、第1遊星ギア列20のリングギア23に入力されるため、ギア歯面に作用する荷重が小さくなり、効率の良い伝達ができる。

また、好ましい変速比は車両により異なり、第1及び第2実施例で示した如く、遊星ギア部を変化させずに、各カウンターギアの歯数を変えることで、簡単に目的に近い変速比が得られる。

より低コストとするため、第1遊星ギア列20と第2遊星ギア列30を構成する各ギアの歯数及び形状を同一にしても良い。

【0067】

【発明の効果】

以上説明したように本発明の自動变速装置では、入力軸100、中継軸200、出力軸300が平行で、入力軸100と中継軸200を第1、第2、第3の動力伝達経路となるカウンターギア列1、2、3で連結し、中継軸200のカウンターギア列1と2と3の間に、交互に遊星ギア列20と30を配置し、入力軸100に第2、第3の動力伝達経路を断接するクラッチC2、C3及び第2の動力伝達経路を制動するブレーキB2を設け、中継軸200に第1の動力伝達経路を断接するクラッチC1と第3の動力伝達経路を制動するブレーキB1及びワンウェイクラッチ232を設け、第1の動力伝達経路をリングギア23に連結し、第2の動力伝達経路をサンギア21と31に連結し、第3の動力伝達経路を遊星キャリア34に連結し、遊星キャリア24とリングギア33を中継軸に連結し、第4カウンターギア列によりパーキングギア341を有した出力軸に動力を出力したので、シンプルでコンパクトな前進6速後進1速の自動变速装置が実現できる。

具体的な効果

- (1) 変速装置の機能要素を入力軸100、中継軸200、出力軸300に分散したので、クラッチC2、C3とブレーキB2が配置される入力軸100が、現状の前進4速後進1速の自動変速機よりも短くなり、クラッチC1とブレーキB1の摩擦材を遊星ギア列の上部に配置される中継軸200は、入力軸100よりさらに短くなる。加えて、入力軸100と中継軸200への油路の導入口を変速装置前方の側面に設けたので、さらに、変速装置全体が短縮でき、搭載性が増す。
- (2) 各カウンターギアを歯面直下の入力軸100又は中継軸200上のニードルベアリングで受け、入力軸100と中継軸200を、軸受け間隔を短くしハウジングで軸支したので、カウンターギアの噛み合い精度が向上し、騒音低下に役立つ。
- (3) 3種のカウンターギア列により、異なった回転を遊星ギア列に入力できるため、変速比の設定自由度が増す。また、カウンターギアのみの変更で変速比を変えることができ、多種の車両に対応できる。
- (4) 使用頻度の多い前進段の1速から4速でリングギア入力となる遊星ギア列を用いるため、ギア歯面の荷重を低減し、効率を上げることができる。

【図面の簡単な説明】

【図1】

本発明の自動変速装置の構造図

【図2】

図1のギアトレインの模式図

【図3】

図1の第1軸の詳細を示す構造図

【図4】

図1の第2軸の詳細を示す構造図

【図5】

本発明の自動変速装置を後方からエンジンの方を見た概略図

【図6】

第1実施例のギア仕様を表す図

【図7】

第1実施例の各变速段の速度線図

【図8】

第1実施例の各变速段の締結要素と变速比を示す図

【図9】

第2実施例のギア仕様を表す図

【図10】

第2実施例の各变速段の速度線図

【図11】

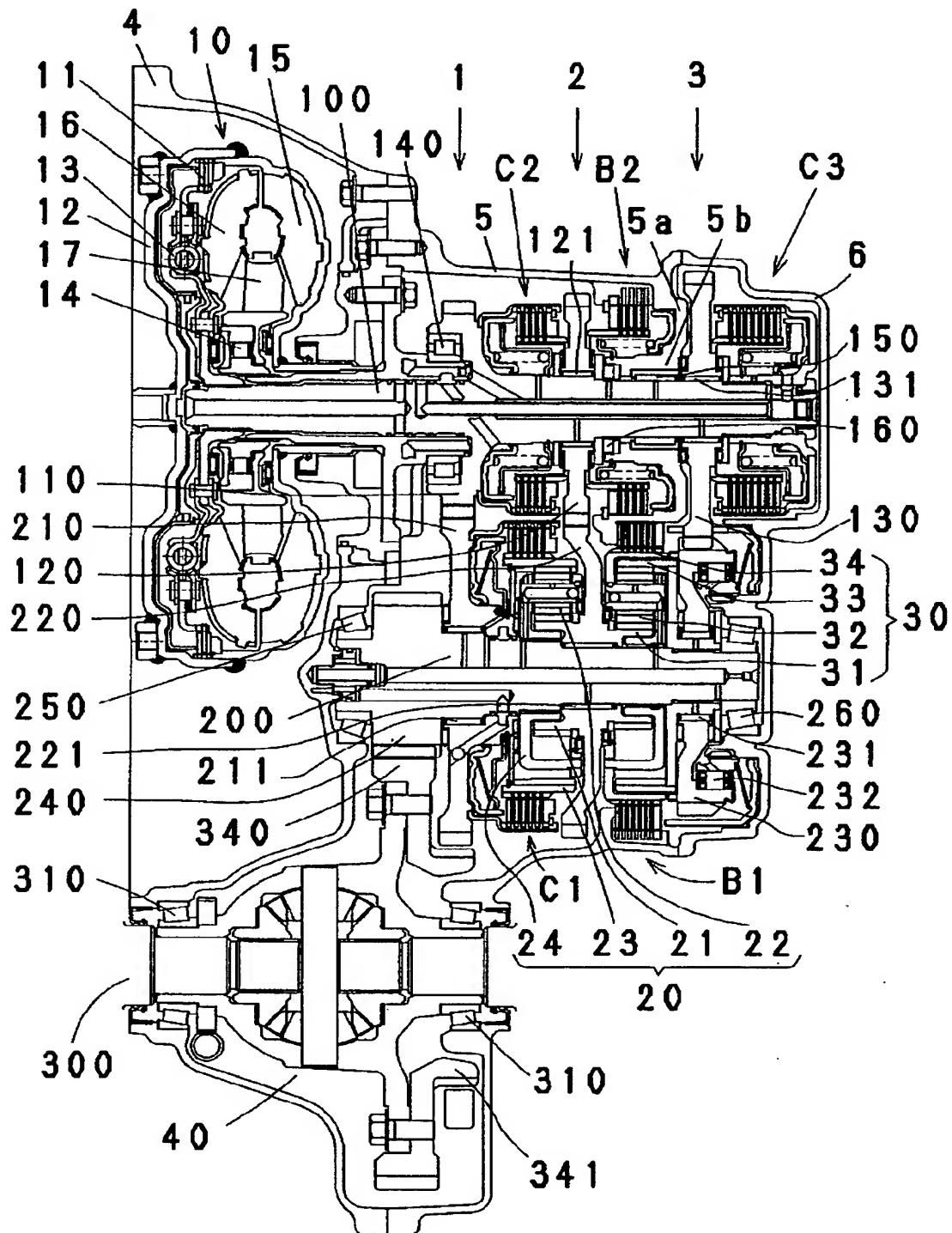
第2実施例の各变速段の締結要素と变速比を示す図

【符号の説明】

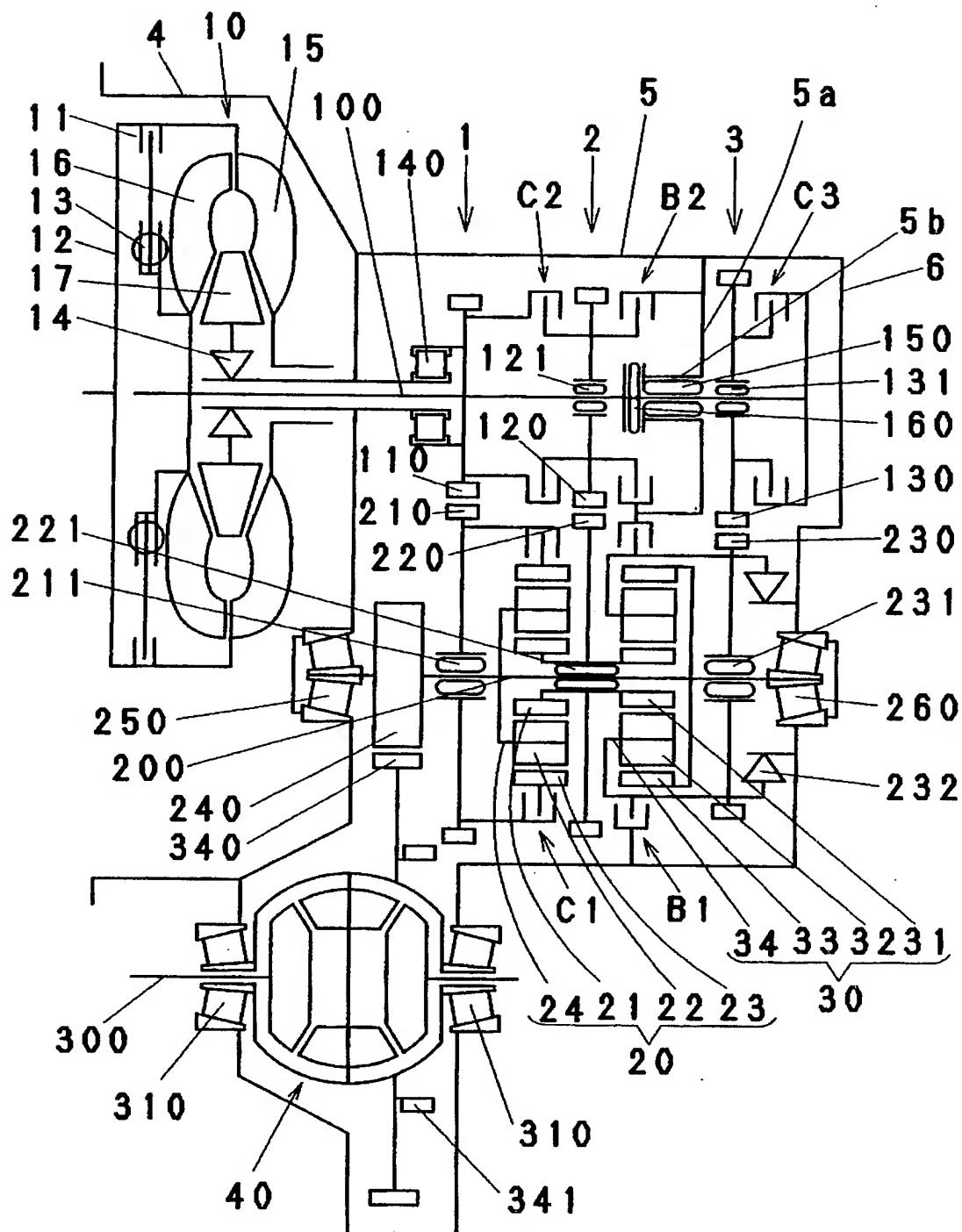
1	第1カウンターギア列
2	第2カウンターギア列
3	第3カウンターギア列
10	トルクコンバータ
20	第1遊星ギア列
30	第2遊星ギア列
40	ディファレンシャル装置
100	入力軸
200	中継軸
300	出力軸
C1、C2、C3	クラッチ
B1、B2、	ブレーキ

【書類名】 図面

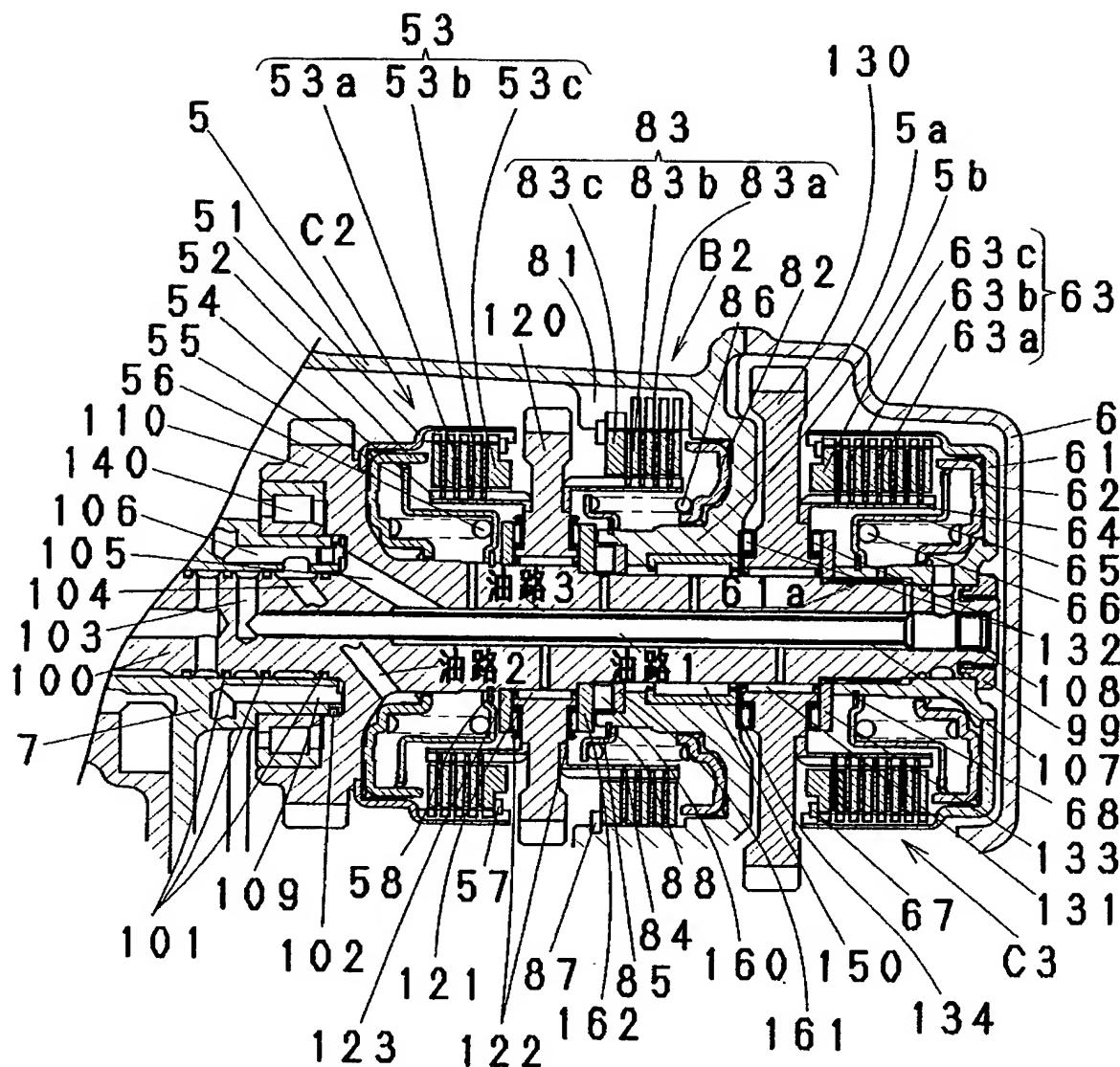
【図1】



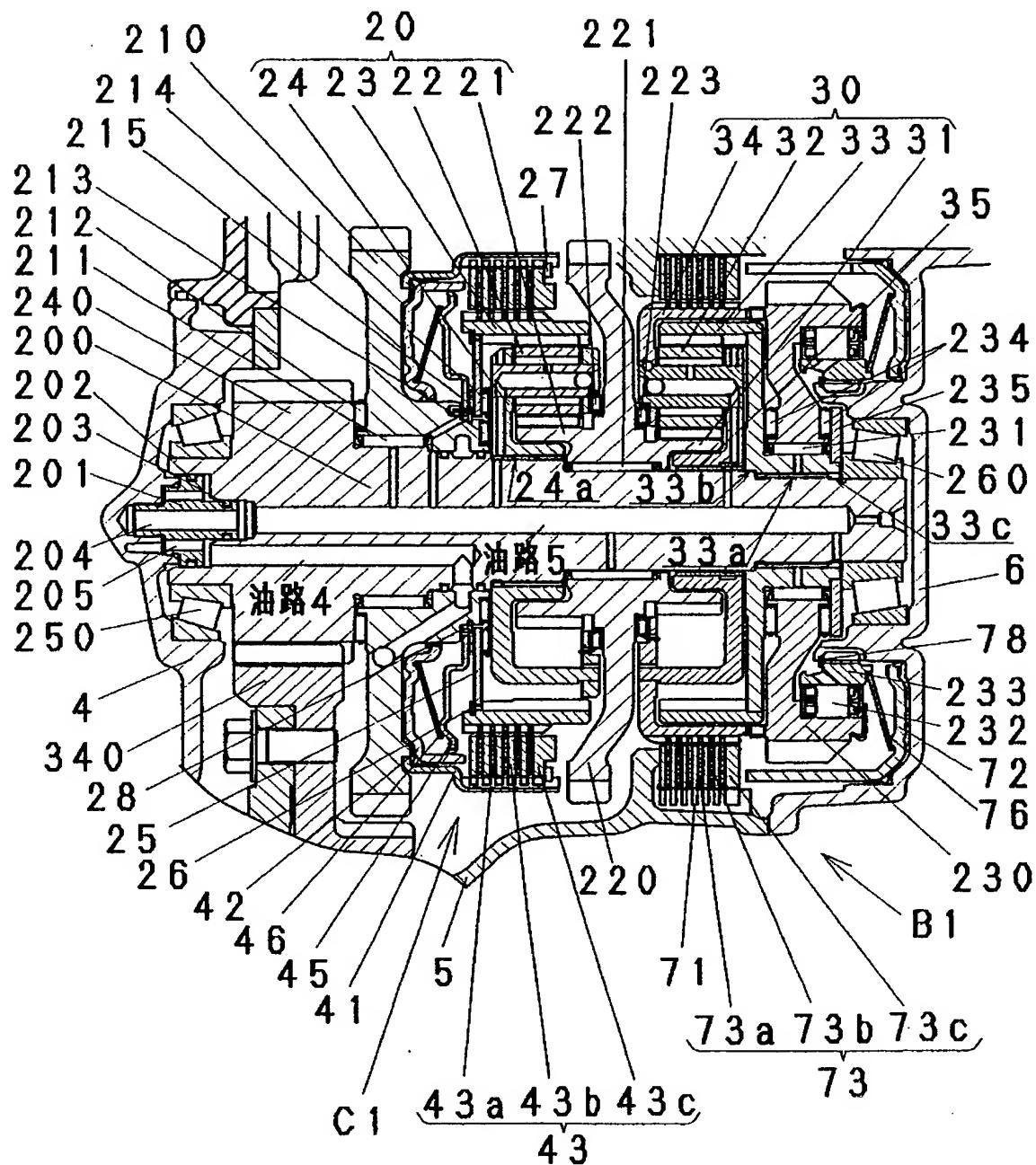
【図2】



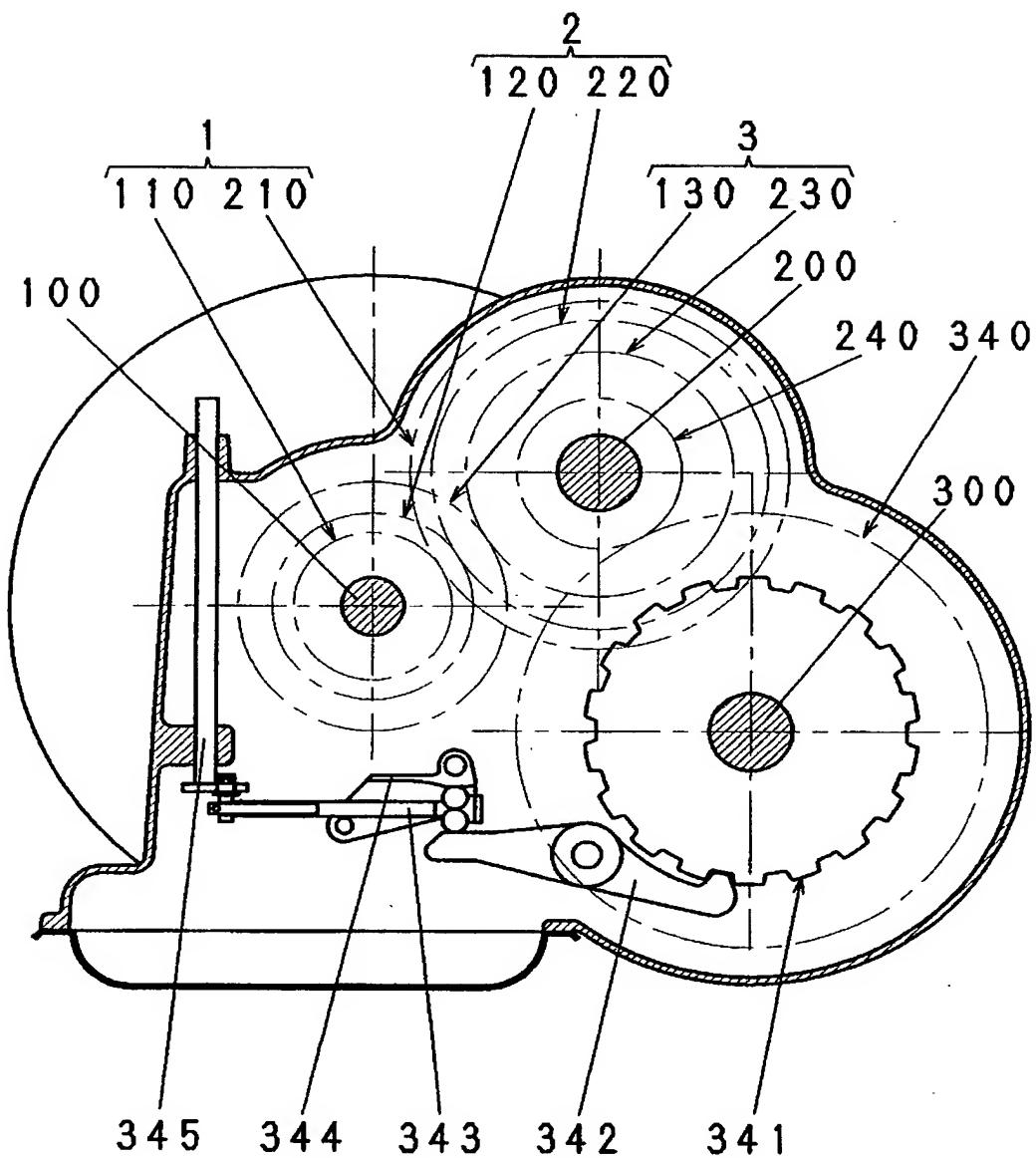
【図3】



【図4】



【図5】

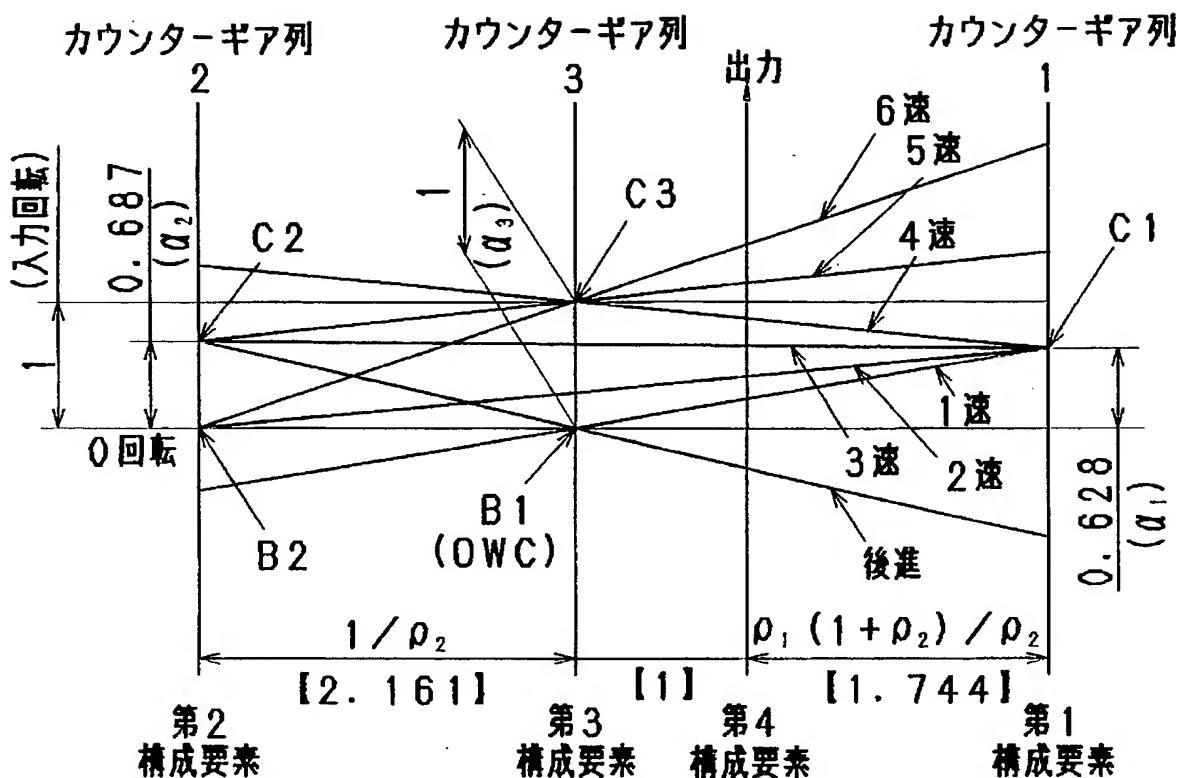


【図6】

カウンターギア列	1/減速比	カウンターギアの歯数	
		第1軸	第2軸
1	$\alpha_1 = Z_{11}/Z_{12} = 0.628$	$Z_{11} = 54$	$Z_{12} = 86$
2	$\alpha_2 = Z_{21}/Z_{22} = 0.687$	$Z_{21} = 57$	$Z_{22} = 83$
3	$\alpha_3 = Z_{31}/Z_{32} = 1$	$Z_{31} = 70$	$Z_{32} = 70$

遊星ギア列	歯数比	サンギア歯数	リングギア歯数
1	$\rho_1 = Z_{s1}/Z_{R1} = 0.552$	$Z_{s1} = 37$	$Z_{R1} = 67$
2	$\rho_2 = Z_{s2}/Z_{R2} = 0.463$	$Z_{s1} = 31$	$Z_{R2} = 67$

【図7】



【図8】

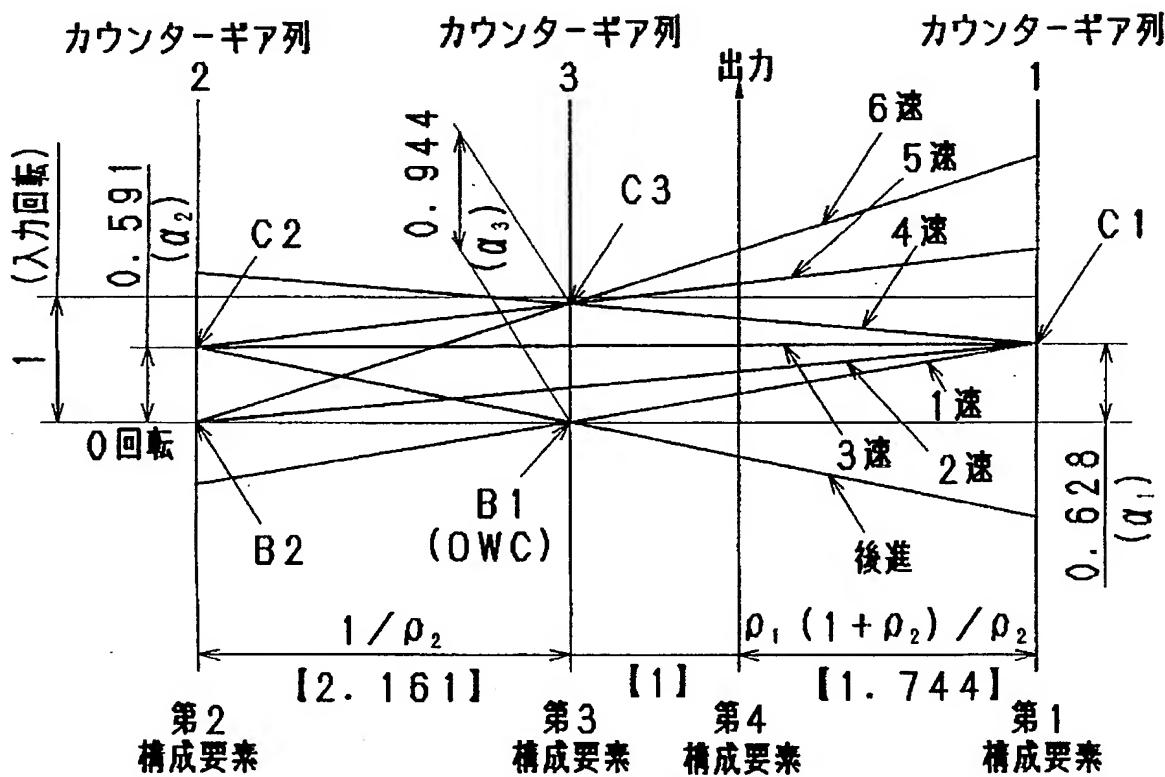
変速段	締結要素	変速比	変速段間比	総変速段間比
1速	C1, B1	4.369	> 1.768	
2速	C1, B2	2.471	> 1.588	
3速	C1, C2	1.556	> 1.345	
4速	C1, C3	1.157	> 1.334	
5速	C2, C3	0.867	> 1.268	
6速	B2, C3	0.684		
後進	C2, B1	3.231		

【図 9】

カウンターギア列	1/減速比	カウンターギアの歯数	
		第1軸	第2軸
1	$a_1 = Z_{11}/Z_{12} = 0.628$	$Z_{11} = 54$	$Z_{12} = 86$
2	$a_2 = Z_{21}/Z_{22} = 0.591$	$Z_{21} = 52$	$Z_{22} = 88$
3	$a_3 = Z_{31}/Z_{32} = 0.944$	$Z_{31} = 68$	$Z_{32} = 72$

遊星ギア列	歯数比	サンギア歯数	リングギア歯数
1	$\rho_1 = Z_{s1}/Z_{R1} = 0.552$	$Z_{s1} = 37$	$Z_{R1} = 67$
2	$\rho_2 = Z_{s2}/Z_{R2} = 0.463$	$Z_{s1} = 31$	$Z_{R2} = 67$

【図 10】



【図11】

変速段	締結要素	変速比	変速段間比	総変速段間比
1速	C1, B1	4.369	>1.768	
2速	C1, B2	2.471	>1.522	
3速	C1, C2	1.623	>1.345	
4速	C1, C3	1.206	>1.334	
5速	C2, C3	0.904	>1.249	
6速	B2, C3	0.724		
後進	C2, B1	3.632		

【書類名】要約書

【要約】

【課題】

効率の良い遊星ギア列を用い、適切な変速比が得られるコンパクトでシンプルな、前進6速後進1速の前輪駆動用自動変速機を提供する。

【解決手段】

入力軸100、中継軸200、出力軸300が平行で、入力軸と中継軸を第1、第2、第3の動力伝達経路となるカウンターギア列1、2、3で連結し、入力軸に第2、第3の動力伝達経路を断接及び制動するクラッチC2、C3、ブレーキB2を配置し、中継軸に第1、第3の動力伝達経路を断接及び制動するクラッチC1、ブレーキB1、ワンウェイクラッチ232と遊星ギア列20、30を配置し、第1の動力伝達経路をリングギア23に連結し、第2の動力伝達経路をサンギア21と31に連結し、第3の動力伝達経路を遊星キャリア34に連結し、遊星キャリア24とリングギア33を中継軸に連結し、中継軸と出力軸を第4カウンターギア列で連結する。

【選択図】 図1

【書類名】 手続補正書

【提出日】 平成15年 8月 8日

【あて先】 特許庁長官 殿

【事件の表示】

【出願番号】 特願2002-327585

【補正をする者】

【識別番号】 502408872

【氏名又は名称】 大窪 正博

【手続補正1】

【補正対象書類名】 特許願

【補正対象項目名】 発明者

【補正方法】 変更

【補正の内容】

【発明者】

【住所又は居所】 京都府相楽郡精華町桜ヶ丘 2丁目 17番 8号

【氏名】 大窪 正博

【手続補正2】

【補正対象書類名】 特許願

【補正対象項目名】 特許出願人

【補正方法】 変更

【補正の内容】

【特許出願人】

【住所又は居所】 京都府相楽郡精華町桜ヶ丘 2丁目 17番 8号

【氏名又は名称】 大窪 正博

【その他】

発明者及び特許出願人の住所を「京都府相楽郡精華町桜ヶ丘 2丁目 17番 8号」と記載すべきところ、願書作成に当たり、発明者及び特許出願人の住所を「京都府相楽郡精華町桜ヶ丘 2丁目 18番 7号」と誤って記載してしまいました。今回、住民票に登録されているとおり「京都府相楽郡精華町桜ヶ丘 2丁目 17番 8号」と訂正します。

特願2002-327585

出願人履歴情報

識別番号 [502408872]

1. 変更年月日 2002年10月 5日
[変更理由] 新規登録
住 所 京都府相楽郡精華町桜ヶ丘2丁目18番7号
氏 名 大窪 正博

2. 変更年月日 2003年 8月 8日
[変更理由] 住所変更
住 所 京都府相楽郡精華町桜ヶ丘2丁目17番8号
氏 名 大窪 正博